

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРАТНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ В ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЭС

Е. Н. ШАДРИН, Г. Ф. ШИЛИН

(Представлена проф. докт. И. Н. Бутаковым)

Как известно, большинство современных турбин проектируется и изготавливается на расчетное конечное давление 0,03—0,035 *ата* и кратность охлаждения 55÷60. В действительности турбины могут работать в различных условиях как по топливу, так и по водоснабжению. Однако при проектировании ТЭС система циркуляционного водоснабжения проектируется на расчетное количество охлаждающей воды. Такое решение приводит или к неоправданным капитальным затратам, или к перерасходу электроэнергии на перекачку охлаждающей воды, или, наконец, к перерасходу топлива на выработку 1 *кдж* электроэнергии. Действительно, для станций с дешевыми сортами топлива применение высоких кратностей охлаждения и значительных в связи с этим капитальных затрат на циркуляционную систему может не окупиться той экономией, которая получится при этом за счет сокращения расходов топлива из-за работы установки при глубоком вакууме. Наоборот, на станциях с дорогими сортами топлива заниженная кратность охлаждения может вызвать неоправданный перерасход топлива из-за невысокого вакуума при небольшом количестве охлаждающей воды, хотя капитальные затраты в циркуляционную систему будут здесь меньше, чем на станциях с высокими значениями кратностей.

Таким образом, кратность охлаждения является технико-экономической величиной, влияющей как на капитальные затраты на станции, так и на эксплуатационные расходы. Оптимальную кратность охлаждения $m_{\text{опт}}$ рекомендуется определять из условия минимальных суммарных издержек производства на выработку определенного количества электроэнергии, включая в эту сумму лишь изменяющиеся в зависимости от m составляющие этих издержек. Такими составляющими надо считать затраты на топливо S_t^a , пошедшие на выработку $\mathcal{E}_{\text{год}}$ годового количества электроэнергии, затраты на перекачку охлаждающей воды S_t^n , расчетные издержки, зависящие от капитальных затрат в водоводы S_k^b и насосную S_k^n .

Таким образом, сумма изменяющихся составляющих годовых издержек производства на выработку $\mathcal{E}_{\text{год}}$ *кдж* электроэнергии

$$\Sigma S = S_t^a + S_t^n + S_k^b + S_k^n. \quad (1)$$

Для нахождения оптимальной кратности охлаждения надо решить уравнение:

$$\frac{d\Sigma S}{dm} = \frac{dS_T^9}{dm} + \frac{dS_T^П}{dm} + \frac{dS_K^B}{dm} + \frac{dS_K^H}{dm}. \quad (2)$$

Переходим к раскрытию дифференциальных связей уравнения (2).

Общий удельный расход топлива в кг на выработку 1 кдж электроэнергии

$$b_9 = \frac{\varepsilon_p (i_0 - i_{\text{пит}})}{H_0 \eta_{09} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{пот}} \eta_{\text{хоз}} Q_p^H}. \quad (3)$$

Здесь i_0 — начальное теплосодержание пара, кдж/кг;

$i_{\text{пит}}$ — теплосодержание питательной воды, кдж/кг;

H_0 — располагаемый теплоперепад на турбину, кдж/кг;

Q_p^H — низшая теплотворная способность топлива, кдж/кг;

$\eta_{09}, \eta_{\text{ку}}, \eta_{\text{пот}}, \eta_{\text{хоз}}$ — коэффициенты полезного действия соответственно относительный электрический, котельной установки, потока и хозяйственный;

ε_p — коэффициент, учитывающий увеличение расхода пара на турбину за счет регенеративных отборов.

При проектировании ТЭЦ начальные параметры пара, а также тип турбин известны. Поэтому можно считать $i_0, i_{\text{пит}}, \eta_{09}, \eta_{\text{ку}}, \eta_{\text{пот}}, \eta_{\text{хоз}}$ постоянными, не зависящими от конечных параметров, следовательно, от кратности охлаждения m . Исключение составляет к. п. д. η_{oi} , величина которого будет изменяться при изменении конечного давления p_k . Но так как p_k в границах изменения m будет колебаться не в широких пределах, то изменением η_{oi} в данных расчетах можно пренебречь.

Величина Q_p^H зависит от сорта сжигаемого топлива и определяется местными конкретными условиями.

Годовые расходы на топливо, пошедшие на выработку $\Sigma_{\text{год}}$ кдж электроэнергии, определяются из выражения:

$$S_T^9 = \frac{3,6 \varepsilon_p (i_0 - i_{\text{пит}}) R_T A N_9}{H_0 \eta_{09} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{пот}} \eta_{\text{хоз}} Q_p^H}, \quad (4)$$

где R_T — стоимость угля, руб/т;

A — число часов использования установленной мощности, час/год;

N_9 — мощность турбины квт.

В формуле (4) $H_0 = f(m)$. Поэтому

$$\frac{dS_T^9}{dm} = \frac{\partial S_T^9}{\partial H_0} \cdot \frac{dH_0}{dm} = - \frac{3,6 \varepsilon_p (i_0 - i_{\text{пит}}) R_T A N_9}{H_0^2 \eta_{09} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{пот}} \eta_{\text{хоз}} Q_p^H} \cdot \frac{dH_0}{dm}. \quad (5)$$

Располагаемый теплоперепад в турбине приближенно можно выразить в зависимости от кратности охлаждения, как

$$H_0 = a - bt_s = a - b \left(t_1 + \Delta t_k + \frac{i_k - i'_k}{4,19 m} \right). \quad (6)$$

Здесь a и b коэффициенты, зависящие от начальных параметров пара. Величина их может быть принята в соответствии с табл. 1;

t_s — температура отработанного пара, °C;

t_1 — температура циркуляционной воды на входе в конденсатор, °C;
 Δt_k — температурный напор в конденсаторе, °C;
 $i_k - i'_k$ — количество тепла, передаваемого в конденсаторе охлаждающей воде при конденсации 1 кг пара, кДж/кг.

Таблица 1

Начальные параметры пара	a	b
90 <i>ama</i> , 535°C	371,8	1,46
130 <i>ama</i> , 565°C/565°C	487	1,75
240 <i>ama</i> , 580°C/565°C	585,5	1,6

Если в уравнение (5) подставить значение $\frac{dH_0}{dm}$, то после несложных преобразований получим

$$\frac{dS_T^9}{dm} = - \frac{M_1 h}{\kappa m^2 + l m + h^2} \quad (7)$$

В уравнении (7)

$$M_1 = \frac{3,6 \varepsilon_p (i_0 - i_{\text{пит}}) A N_9 R_T}{\eta_{09} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{хоз}} \eta_{\text{пот}} Q_p^H},$$

$$\kappa = [a - b (t_1 + \Delta t_k)]^2,$$

$$l = [0,477 b^2 (t_1 + \Delta t_k) (i_k - i'_k) - 0,477 a b (i_k - i'_k)],$$

$$h = 0,238 b (i_k - i'_k).$$

Полный годовой расход в рублях на перекачку циркуляционной воды по статье расхода топлива может быть определен, как

$$S_T^H = \frac{0,001 \mathcal{E}_{\text{ув}} R_T}{\eta_k Q_p^H}, \quad (8)$$

где $\mathcal{E}_{\text{ув}}$ — годовой расход электроэнергии в кДж на перекачку циркуляционной воды.

Так как расход электроэнергии на перекачку циркуляционной воды зависит от кратности охлаждения, то

$$\frac{dS_T^H}{dm} = \frac{\partial S_T^H}{\partial \mathcal{E}_{\text{ув}}} \cdot \frac{d\mathcal{E}_{\text{ув}}}{dm} = \frac{0,001 R_T}{\eta_k Q_p^H} \cdot \frac{d\mathcal{E}_{\text{ув}}}{dm} \quad (9)$$

Расход электроэнергии на перекачку циркуляционной воды кДж в год

$$\mathcal{E}_{\text{ув}} = \frac{3,6 m D_k H_{\text{цн}} A \varphi}{\rho \eta_n} \quad (10)$$

Здесь $H_{\text{цн}}$ — полный напор, преодолеваемый циркуляционными насосами, н/м²;

D_k — расход пара в конденсатор, кг/сек;

η_n — к. п. д. насоса;

$\varphi = 1,04 \div 1,08$ — коэффициент, учитывающий дополнительный расход воды на масло- и воздухоохладители.

Суммарный напор насоса складывается из напора, пошедшего на преодоление сопротивления конденсатора H_k , циркуляционных водоводов H_v , а также напора H_r , обусловленного разностью геодезических отметок конденсатора и уровня воды в источнике.

Сопротивление конденсатора в функции кратности охлаждения может быть записано, как

$$H_k = Z \psi \rho \left(\frac{m}{m_p} \right)^2 w_{кр}^2, \quad (11)$$

где Z — число ходов конденсатора;

ψ — геометрическая характеристика конденсатора.

Величина ее может быть найдена по рис. 1 по известным длине и диаметру трубок конденсатора.

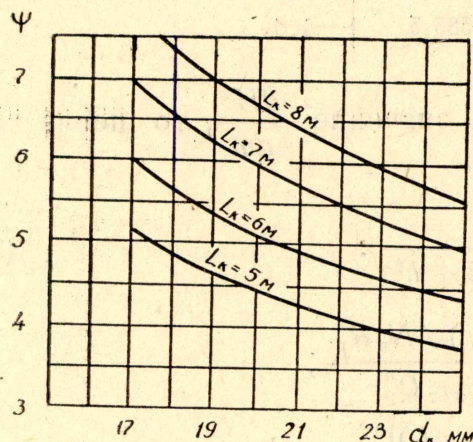


Рис. 1. Зависимость коэффициента ψ от диаметра и длины трубок конденсатора.

m_p — расчетная кратность охлаждения;

$w_{кр}$ — расчетная скорость воды в трубках конденсатора, м/сек.

Сопротивление водовода может быть определено по известной формуле

$$H_v = \lambda \rho \frac{\beta L_0}{d_v} \cdot \frac{w_v^2}{2} \text{ н/м}^2. \quad (12)$$

Здесь L_0 — фактическая длина водовода, м;

d_v — диаметр водовода, м. Величина его в зависимости от

кратности охлаждения при одинарном водоводе может быть найдена по формуле

$$d_v = 0,0357 m^{0,5} D_k^{0,5} w_v^{-0,5} \varphi^{0,5} \text{ м}. \quad (13)$$

При двойном водоводе

$$d_v = 0,0252 m^{0,5} D_k^{0,5} w_v^{-0,5} \varphi^{0,5} \text{ м}. \quad (14)$$

Скорость воды в циркуляционном водоводе в свою очередь является технико-экономической величиной и может быть определена по формуле [1]

$$w_v = \sqrt[3]{\frac{48,2}{\frac{AR}{\eta_k Q_p^H} + 7,8}}.$$

Если в уравнение (12) вместо d_v подставить его значение из (13) и (14), то выражение для сопротивления двойного водовода будет иметь вид:

$$H_v = 596 \beta L_0 w_v^{2,5} m^{-0,5} D_k^{-0,5} \varphi^{-0,5} \text{ н/м}. \quad (15)$$

Тогда суммарный напор циркуляционных насосов при двойном водоводе в зависимости от кратности охлаждения

$$H_{\text{цн}} = Z \psi \rho \left(\frac{w_{кр}}{m_p} \right)^2 m^2 + 596 \beta L_0 w_v^{2,5} m^{-0,5} D_k^{-0,5} \varphi^{-0,5} + 9807 H_2. \quad (16)$$

Если в уравнение (9) подставить вместо $H_{\text{цн}}$ его значение, взять производную $\frac{d\mathcal{E}_{\text{цн}}}{dm}$ и сделать некоторые преобразования, то получим после подстановки в выражение (9) при двойном водоводе

$$\frac{dS_{\text{т}}^{\text{н}}}{dm} = C(Tm^2 + B), \quad (17)$$

где

$$C = \frac{0,0036 R_{\text{т}} A \varphi}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{к}} Q_{\text{р}}^{\text{н}} \rho};$$

$$T = 3z \psi \beta \frac{w_{\text{кр}}^2}{W_{\text{р}}^2} D_{\text{к}}^3; \quad B = 37,25 \beta L_0 w_{\text{в}}^{2,5} D_{\text{к}}^{0,5} \varphi^{-0,5} + 9807 D_{\text{к}} H_2.$$

Для одинарного водовода выражение (17) получается аналогичным, с той лишь разницей, что коэффициент B будет иметь вид:

$$B = 26,6 \beta L_0 w_{\text{в}}^{2,5} D_{\text{к}}^{0,5} \varphi^{-0,5} + 9807 D_{\text{к}} H_2,$$

Переходим к определению издержек производства, зависящих от капитальных затрат в циркуляционные водоводы и насосную.

Стоимость одного погонного метра водовода в укладке [1]

$$\kappa_{\text{в}} = a' d_{\text{в}} \text{ руб/пог. м.} \quad (18)$$

Здесь a' — коэффициент, величина которого зависит от числа ниток водовода и может быть принята для одинарного водовода 110 руб/пог. м, а для двойного — 220 руб/пог. м

Если вместо $d_{\text{в}}$ подставить его значение из уравнения (13) и (14), то стоимость 1 пог. м при одинарном водоводе

$$\kappa_{\text{в}} = 0,0357 m^{0,5} D_{\text{к}}^{0,5} w_{\text{в}}^{-0,5} \varphi^{0,5} a_1' \text{ руб/пог. м.} \quad (19)$$

Тогда при двойном водоводе

$$\kappa_{\text{в}} = 0,0252 m^{0,5} D_{\text{к}}^{0,5} w_{\text{в}}^{-0,5} \varphi^{0,5} a_2' \text{ руб/пог. м.} \quad (20)$$

Расчетные издержки по двойному водоводу

$$S_{\text{в}}^{\text{в}} = 0,000252 (u_{\text{в}} + \delta) L_0 m^{0,5} D_{\text{к}}^{0,5} w_{\text{в}}^{-0,5} \varphi^{0,5} a_1'. \quad (21)$$

Тогда после дифференцирования получим при двойном водоводе

$$\frac{dS_{\text{в}}^{\text{в}}}{dm} = 1,57 \cdot 10^{-5} (u_{\text{в}} + \delta) L_0 D_{\text{к}}^{0,5} w_{\text{в}}^{-0,5} \varphi^{0,5} a_2' = M_2'. \quad (22)$$

Для одинарного водовода

$$\frac{dS_{\text{в}}^{\text{в}}}{dm} = 2,23 \cdot 10^{-5} (u_{\text{в}} + \delta) L_0 D_{\text{к}}^{0,5} w_{\text{в}}^{-0,5} a_1' \varphi^{0,5} = M_2'. \quad (23)$$

Стоимость насосной $K_{\text{н}}$ можно принять пропорциональной ее мощности $N_{\text{н}}$ и представить как сумму стоимости строительной части и оборудования

$$K_{\text{н}} = \kappa_{\text{с}} N_{\text{н}} + \kappa_0 N_{\text{н}}, \quad (24)$$

где мощность насосной может быть выражена формулой

$$N_{\text{н}} = \frac{0,001 m D_{\text{к}}}{\rho} \left[z \psi \rho \left(\frac{w_{\text{кр}}}{m_{\text{р}}} \right)^2 m^2 + 596 \beta L_0 w_{\text{в}}^{2,5} D_{\text{к}}^{-0,5} \varphi^{-0,5} + 9807 H_2 \right]. \quad (25)$$

Тогда расчетные издержки по капитализационному фактору для насосной запишутся, как

$$S_k^H = [0,01 (u_c + \delta) \kappa_c + 0,01 (u_0 + \delta) \kappa_0] N_n. \quad (26)$$

Здесь мощность насосной $N_n = f(m)$. Поэтому

$$\frac{dS_k^H}{dm} = \frac{\partial S_k^H}{\partial N_n} \cdot \frac{dN_n}{dm}. \quad (27)$$

Если взять производную и подставить полученное выражение в формулу (27), то после несложных преобразований получим

$$\frac{dS_k^H}{dm} = P(Tm^2 + B), \quad (28)$$

где выражение для P будет иметь вид:

$$P = \frac{10^{-8}}{\eta_n} [(u_c + \delta) \kappa_c + (u_0 + \delta) \kappa_0].$$

Если далее в выражение (2) подставить значения входящих величин из (7), (17), (22) и (28), то после ряда преобразований получим уравнение

$$A_1 m^4 + A_2 m^3 + A_3 m^2 + A_4 m + A_5 = 0. \quad (29)$$

Здесь $A_1 = T\kappa(C + P)$; $A_2 = Tl(C + P)$;

$$A_3 = T(C + P) + BK(C + P) + M_2 \kappa;$$

$$A_4 = l(CB + BP + M_2); \quad A_5 = (CB + BP + M_2) h^2 - M_1 h.$$

Уравнение (29) целесообразно представить в таком виде:

$$m^2 = \frac{-\frac{A_5}{m} - A_4}{\frac{A_3}{m} + A_1 m + A_2}. \quad (30)$$

Уравнение (30) можно решать или методом подбора или графически. Для этого можно записать

$$y_1 = m^2; \quad y_2 = \frac{-\frac{A_5}{m} - A_4}{\frac{A_3}{m} + A_1 m + A_2}.$$

Первое выражение представляет собой уравнение параболы, которую можно построить раз и навсегда. Положение кривой $y_2 = f(m)$ определяется местными конкретными условиями. В пересечении кривых $y_1 = f(m)$ и $y_2 = f(m)$ найдем оптимальную скорость, как показано на рис. 2.

На рис. 3 изложенным выше способом построена зависимость $m_{\text{опт}} = f(R_T)$ для частного случая, когда

$$L_0 = 450 \text{ м}; \quad H_2 = 7,5 \text{ м}; \quad \beta = 1,15; \quad z = 2;$$

$m_p = 50$; $\eta_k = 0,312$; $\varphi = 1,06$ для различных стоимостей топлива и для различных мощностей.

Из рис. 3 видно:

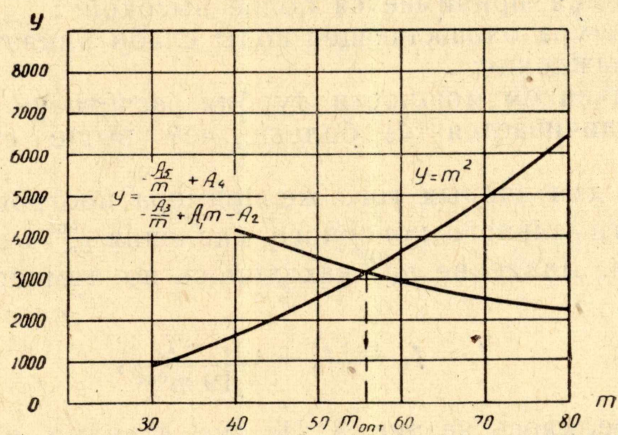


Рис. 2. Определение оптимальной кратности охлаждения.

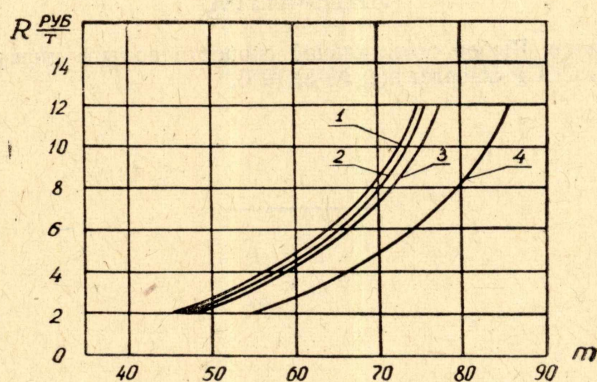


Рис. 3. Зависимость оптимальной кратности охлаждения от стоимости топлива.

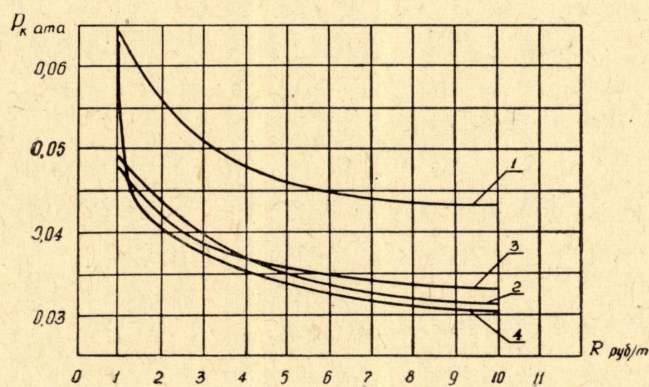


Рис. 4. Зависимость оптимального конечного давления от стоимости топлива.

1) с уменьшением стоимости топлива надо брать более низкие значения кратностей охлаждения и, наоборот, если станция проектируется для работы на дорогостоящем топливе, то кратность охлаждения принимается более высокой;

2) температура охлаждающей воды слабо влияет на расчетную кратность охлаждения;

3) с увеличением мощности турбин расчетная кратность охлаждения увеличивается тем больше, чем выше стоимость топлива.

На рис. 4 для данных того же примера построим график зависимости оптимального конечного давления $p_k^{\text{опт}}$ в функции стоимости топлива. Давление $p_k^{\text{опт}}$ находилось по температуре отработанного пара

$$t_s = t_1 + \Delta t_k + \frac{i_k - i'_k}{4,19 m^{\text{опт}}},$$

где $m^{\text{опт}}$ определялось на рис. 3. Из рис. 4 видно, что при низких стоимостях топлива в $1 \div 2 \text{ руб/т}$ расчетное конечное давление в конденсаторах турбин должно быть более высоким $0,45 \div 0,05 \text{ атм}$,

ЛИТЕРАТУРА

1. Е. Н. Шадрин. Выбор оптимальной скорости воды в циркуляционных водоводах. Известия вузов СССР-Энергетика, № 5, 1963.